



特 許 願

(2,000円)

(特許法第38条にたし方の規定による特許願)

昭和49年2月7日

特許庁長官 斎藤英雄 殿

1. 発明の名称
自動車用油圧駆動装置

2. 特許請求の範囲に記載された発明の故 4

3. 発明者

住所 神奈川県横浜市神奈川区宝町二番地
氏名 岩崎 孝一 昭和14年1月

4. 特許出願人

住所 神奈川県横浜市神奈川区宝町二番地
氏名 (399) 日産自動車株式会社

5. 代理人 人々108 代表者 岩崎 孝一

住所 東京都港区西新橋一丁目10番8号 西新ビル
氏名 (7149) 弁護士 高橋 敏忠
電話 580-7140

6. 添付書類の目録

- (1) 明細書 1通 (2) 図面 1通
(3) 願書副本 1通 (4) 委任状 1通

明 細 書

1. 発明の名称

自動車用油圧駆動装置

2. 特許請求の範囲

(1) アウターギアおよびインナーギアより成る歯車要素と、三ヶ月片及びインナーギアを軸支する偏心部材より成るキャリア要素とより構成される油圧ユニットのうちの一方の要素を人力軸に結合し他の要素を出力軸に結合したポンプと、アウターギアおよびインナーギアより成る歯車要素と三ヶ月片及びインナーギアを軸支する偏心部材より成るキャリア要素とより構成される油圧ユニットのうちの一方の要素を前記出力軸に結合し他方の要素を前記出力軸に対して回転可能なケースに結合し前記ポンプからの圧油を受ける少なくとも2つのモータと、前記モータのケースを制動するブレーキと、前記出力軸の回転を逆転させることのできる逆転機構とを備え、前記ブレーキを締結することにより減速状態となり、ポンプから高圧油を供給されるモータの数を増減することにより

① 日本国特許庁

公開特許公報

① 特開昭 50-109361

④ 公開日 昭50.(1975) 8.28

② 特願昭 49-15853

② 出願日 昭49.(1974) 2.9

審査請求 未請求 (全8頁)

庁内整理番号

6611/31
6768/36

⑤ 日本分類

54 A421
80 D031

⑤ Int. Cl?

F16H 47/02
F16H 39/36
B60K 17/10

伝達比が変化し、モータに至る高圧油を遮断してブレーキを解放することにより直結状態が得られ、逆転機構を作動させることにより逆転状態が得られることを特徴とする自動車用油圧駆動装置。

(2) モータをバイパスするバイパス油路が設けられ、そのバイパス油路にスタートバルブを設け、そのバイパスバルブはエンジンの回転数と車両速度とでその開度がコントロールされることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の自動車用油圧駆動装置。

(3) ポンプからの高圧油をモータに導くための油路が出力軸の中心に形成された中空部で構成され、この中空部に高圧バルブが設置され、この高圧バルブは中心に貫通する油路が設けられて前後の端部に作用する油圧をバランスでき、この高圧バルブの位置を制御することにより高圧油を送るモータが選択され、もつて伝達比を制御することを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の自動車用油圧駆動装置。

(4) 高圧バルブが出力軸の内面と接する外周面

に室が形成され、この室を2分断するシールピースが前記出力軸の内側に固定され、前記シールピースの両側に適当のポートが出力軸に開口され、これらのポートに選択的に作動油を供給することにより高圧バルブの位置を制御することと特徴とする特許請求の範囲第3項記載の自動車用油圧駆動装置。

3. 発明の詳細な説明

本発明は自動車用の機械油圧式の変速機に関する。

一般に、油圧駆動装置においては、可変容量型のポンプとモータとを使用し、変速作用を行なうのが理想的であるけれども、構造が複雑となり、製作がむずかしく、また高価である。

他方従来の自動車用自動変速機はトルクコンバータと、数組の遊星歯車と、数組のクラッチおよびブレーキの組合せと、さらにそれらの要素を制御する油圧回路とから構成されており、非常に複雑で高価なものとなっている。

本発明は上記の点に鑑み提案されたもので、1

個の定容量ポンプと2個の定容量モータとを組合せ、3段の減速比を有する安価な油圧駆動変速機を提供することを目的とするものである。

一般にポンプ或はモータとしては、例えばギアポンプが用いられ、このギアポンプは、互いに噛合う内歯および外歯歯車とより成る歯車要素となわち第1要素と、その偏心配置された外歯歯車を支える偏心カムおよび両歯車間に設けられその偏心カムと一体に結合した三ヶ月片より成るキャリア即ち第2要素と、吐出される油圧すなわち第3要素とにより構成されており、これらの3つの要素のうち2つの要素の回転数又は量が決定されると、残りの1つの要素の回転数又は量が自動的に定まるものである。したがって一般のギアポンプにおいては前記第2要素すなわちキャリアを固定し、内歯および外歯歯車を回転させて吐出油量を決定している。

本発明は上記の点に着目して発明されたもので本発明によれば、ポンプは内歯歯車および外歯歯車を原動機により駆動し、キャリアを出力軸に結

合し、その吐出油をモータに送るようになっており、そしてそのモータは、両歯車をケースに固定し、キャリアを出力軸に結合し、ポンプから送られてくる圧油によりキャリアを回転させ、出力軸を駆動するようになってい。

したがって、本発明の駆動装置は入力分割型の構成になっており、出力分割型のものと比較して効率が高くなる。しかしながらこの入力分割型の構成のものは最大減速比が限定されるので入力軸が回転している限り、出力軸を停止させることができない。そのために、本発明によれば停止時に作動油圧を開放する開放弁すなわち発進バルブが設けられ、その発進バルブの開度は、車両の速度に応じたガバナ圧と、スロットル弁の開度に応じたスロットル圧とで制御され、車両が停止しているときには、スロットル圧の上昇と共に暫時閉じるように構成されており、車両の発進と同時に作動油圧が急上昇することによって生ずる急激なトルクの変化を防止している。

以下本発明の実施例を図面を参照して説明する。

第1図において、本発明に係る油圧駆動装置は3つの部分すなわちポンプ部分Aと、モータ部分Bと遊星歯車部分Cとより成るものである。

このポンプ部分Aはそれ自身公知の油圧ユニットすなわち歯車ポンプで構成されており、第1図および第2図に示されているように、フロントポンプハウジング5と、ポンプアウターギア7を有するポンプカバー7aと、リアポンプハウジング6とより成るポンプケーシングOpを備え、そのフロントポンプハウジング5はコネクティングプレート2を介して入力軸すなわちエンジンクランク1と一体に回転するように連結されている。図示の実施例においてエンジンクランク1とコネクティングプレート2とはボルト3によつて結合されており、そしてフライホイール4が取り付けられており、またコネクティングプレート2とフロントポンプハウジング5とはスプライン2aによつて連結されている。したがってエンジンクランク1の回転運動はポンプケーシングOpに伝達される。

ポンプケーシングOpの中には前後のサイドフレ

ート9, 10と、それらのサイドプレート9, 10の間でアウトターギア7に対して偏心的に設けられたインナーギア8が設けられている。また三ヶ月片すなわちキャリア14はサイドプレート9, 10と一緒に回転できるように固着されており、そしてサイドプレート9, 10は例えばピン13によつてポンプの出力軸43と一体に回転するように連結されている。この出力軸43には中空部43^(A)が形成されており、また出力軸43はニードルベアリング12を介してインナーギア8を回転自在に支承している。後述の如く出力軸43およびその出力軸と一体に回転する要素9, 10および14はポンプケーシングOpに対して相対的に回転するので、出力軸43の前端はベアリング15を介してフロントポンプハウジング5に支承され、またリアポンプハウジング6から延びるハブ6aはプッシュ16を介して出力軸43を支承している。図中11はオイルシールである。モータ²は車体に対して固定されたオイルポンプハウジング19には軸受17が取り付けられ、この軸受17は前記ハブ6aを回転自在に支承しており、そして

43の偏心部分42にはプッシュ41を介してインナーギア40が回転自在に支承され、そのインナーギア40はアウトターギア38と噛合しており、また三ヶ月片39が設けられている。このインナーギア40は前記サイドプレート28と後方のサイドプレート29との間で回転する。

これらの第1および第2のモータのアウトターギア33および38はボルト21によつてフロントハウジング31およびリアハウジング32と一体に固着されており、これらの一体の各要素はモータのケースを構成し、出力軸43に対して回転でき、したがってフロントハウジング31はプッシュ16aを介して出力軸43に支承されており、また車体に固定されたオイルポンプカバー20に対してスラストニードルベアリング22を介して保持されている。さらに第1および第2のモータにおいて出力軸43と偏心部分37, 42と、3つのサイドプレート27, 28, 29と三ヶ月片37, 39は一体に回転する。アウトターギア33の外周にはブレーキバンド26が設けられ、また出力軸43の中空部43aには高圧バルブ50が設けら

前記オイルポンプハウジング19に固定されている。オイルポンプケース24はポンプケーシングOpおよびフライホイール4を取容している。

モータ部分Bには2つの油圧ユニットすなわち容量の大きい第1のモータ M_1 と容量の小さい第2のモータ M_2 とが設けられている。この第1のモータ M_1 は第1図および第3図に示されているように、ポンプ出力軸43と一体に回転するように、例えばスプライン37aを介して結合された偏心部分37と、その偏心部分37にプッシュ36を介して回転自在に支承されたインナーギア35と、その偏心しているインナーギア35と噛合しているアウトターギア33と、そのインナーギア35とアウトターギア33との間に三ヶ月片34とを備え、さらに前後にサイドプレート27, 28が設けられている。この後部(図面で右側のサイドプレート28は後述する第2のモータ M_2 のサイドプレートと兼ねている。

第2のモータ M_2 は実質的に第1のモータ M_1 と同じ構成であるが、容量が小さいためにその軸端方向の寸法は小さく作られている。すなわち出力軸

れている。

これらの第1および第2のモータはモータケース25と、前記ポンプカバー20と、後方のセンタープレート45とによつて面成される室内に取容されており、出力軸43はセンタープレート45に対してプッシュ16bで、またリアモータハウジング32はプッシュ16cによつてそれぞれ回転自在に支承されている。

次にポンプ部分Aおよびモータ部分Bにおける作動油の流れの態様についてその概要を説明する。ポンプPで発生した高圧油は出力軸43の中空部43aを流れ、高圧バルブ30が後述する3つの位置に選択されて、中空部43aを流れる高圧油は第1および第2のモータ M_1, M_2 に選択的に供給される。さらにバイパス油路23aにはスタートバルブ23が設けられている。このスタートバルブ23はその開度が車速に比例するガバナ圧とエンジントルクに関連するスロットル圧とによつて制御され、車両が停止しているときは開き、エンジンの回転が上昇するにつれてだんだんと閉じるようになって

ている。他方第1および第2のモータ M_1 および M_2 からの吐出油は油路23bを流れ、オイルポンプカバー20に形成した油路20aにおいて油路23a, 23bは合流し、フロントカバー18とオイルポンプハウジング19との間の油路18aを流れてポンプPに流入するのである。

したがって今エンジンクランク1の回転数を n_1 とし、出力軸43の回転数を n_2 とし、モータケーシングすなわち第1および第2のモータのアウトギア33, 38の回転数を n_3 とし、ポンプおよびモータを流れる油量すなわち中空部43aを流れる油量を q とすれば、

$$n_1 \omega n_2 + q \quad n_2 \omega n_3 + q$$

である。ブレーキバンド26を動作させてアウトギア33, 38の回転を止めた場合、 $n_3 = 0$ であるから出力軸43の回転数は油量 q によつて定まることになる。後で詳述するけれどもブレーキバンド26は直結状態において開放されており、このときは $q = 0$ である。ブレーキバンド26が締結されている場合、第1および第2のモータ M_1, M_2 への油の

供給によつて前記油量 q が定まり、この油量 q によつて出力軸43の回転数が定まる。このように油量 q を制御するのが高圧バルブ30である。

本発明を車両に実施する場合、遊転装置を設けねばならない。この遊転装置が遊転歯車部分0である。この遊転歯車部分0はそれ自身公知の構成であるから、その概要を説明すると、出力軸43の端部にはサンギア48が一体に回転するように取付けられており、このサンギア48はキャリア51に設けたプラネタリギア49と噛合しており、プラネタリギア49の公転運動はキャリア51を介してドラム53に伝達される。さらにプラネタリギア49が噛合しているリングギア50はハブ52を介して最終出力軸63に連結されている。前記ドラム53はリバースピストン62およびプレッシャプレート60によつて係脱するクラフツ57により回転停止でき、さらにハブ52とドラム53とはばね54と室58の油圧によつて動作するピストン55によつて係合し離脱するようになっている。

したがってクラフツ57を開放し、ピストン55が

ハブ52およびドラム53を第1図に示す如く係合させたときに出力軸43と最終出力軸63とは直結状態となり、また油圧を作用させてクラフツ57を係合し、ハブ52とドラム53とを離脱させたときに最終出力軸63は遊転するのである。

次に第1図、第4図(何れ)、第5図を参照して高圧バルブに関して説明する。出力軸43には、中空部43aと連通して第1のモータ M_1 に圧油を供給するポート80と、第2のモータ M_2 に圧油を供給するポート81とが設けられ、さらに高圧バルブ30を動作するためのポート82a, 82b, 82c, 82dが設けられている。高圧バルブ30にはポート81と連通できる開口83が穿設されている。ポート82a~82dが穿設されている付近において高圧バルブ30には小径部84が形成され、したがって出力軸43の内面との間に室84aが形成されており、さらに中心には油路85が設けられている。ポート82bと82cとの間にはシールピース44が出力軸43に固定され、そして中空部43aの後端はスナップリング47で固定されたプラグ46により閉鎖されている。このシールピ

ース44を出力軸43に固定するには第5図に示すようにばね切離方向に挿入したボルト86を用いるのが好ましい。そしてこのシールピース44が小径部84と摺動する面にはローリング87が設けられている。

高圧バルブの作動油のポート82a~82dは、それぞれ適宜の油路を介してバルブボデー68に連結されており、このバルブボデー68を制御することによつて選択的に各ポート82a~82dに油圧が印加される。今ポート82cおよび82dに作動油を供給すると第4図(何れ)に示されているように、高圧バルブ30は図面を右方に移動しその結果第1および第2のモータに至るポート80および81が開く。またポート82bおよび82cに作動油を供給すると、高圧バルブ30は第4図(何れ)に示されている中間位置に動き、その結果第1のモータ M_1 に至るポート80は閉じるが、第2のモータ M_2 に至るポート81は開いたままである。ポート82aおよび82bに作動油を供給すると、高圧バルブ30は第4図(何れ)に示されているように左方に移動し、第1および第2のモ

ータに至るポート80,81を共に閉じるのである。

本発明に係る減圧駆動装置は以上の如く構成されており、その作動は下記の通りである。

まずエンジンを起動すると、図示しない補助ポンプが作動し、各油路に約5 kg/cm^2 程度の低圧油を供給する。この油はポンプFによつて250乃至300 kg/cm^2 の高圧に加压されて中空部43aを流れる。なお前述の各変速段において遊星歯車装置は直結の状態である。

(I) 第1速

第1速の変速ポジションにおいてはポート82aおよび82bに作動油が印加され高圧バルブ30は第4図(イ)の位置にあり、ブレーキバンド26はアウトギア53と係合し、この回転を停止している。スタートバルブ23は開いているので、ポンプFからの高圧油はバイパス通路23aを流れて、出力軸43にはトルクがほとんど生じない。車両が停止時にスタートバルブ23はエンジンの回転数の上昇に従つて閉るので、第1および第2のモータM₁およびM₂は次第に仕事をしようになり、出力軸43

は次第にトルクを生ずる。エンジンの回転数が

1000乃至1200rpmに達すると、スタートバルブ23は完全に閉じ、高圧油はすべて第1および第2のモータM₁およびM₂を駆動する。今ポンプFと第1のモータM₁と第2のモータM₂の一回転当りの吐出量を100:160:65に選択したとすると、このように第1および第2のモータに高圧油が供給される第1速時には、3.25倍の伝達比が得られる。

(II) 第2速

図示しないガバナバルブから生ずる車速に関連する油圧信号と、図示しないスロットルバルブから生ずるエンジンのペキユムすなわちエンジンMAPに関連する油圧信号とによつて、バルブボデー68は制御されて、ポート82bおよび82cに作動油を供給する。その結果、高圧バルブ30は第4図(ロ)の中間位置に動き、第2のモータM₂のみポンプFからの高圧油が供給される。この場合、ブレーキバンド26は締結状態にある。したがつて、この第2速の状態では伝達比は1.65倍になる。

(III) 第3速(直結)

車速とエンジントルクによつてバルブボデーが制御されて、ポート82aおよび82bに作動油が供給され、高圧バルブ30は第4図(イ)に示す左方位置に動きその結果第1および第2のモータには共に高圧油が供給されず、出力軸43の中空部43に閉じこめられた状態となる。このとき、ブレーキバンド26は解放される。したがつて出力軸43はエンジンクランク1と直結状態となり、1:1の伝達比が得られる。なお直結状態においてブレーキバンド26が解放されるため各要素間の摩擦抵抗がなくなり、効率が向上でき、さらに全体の効率もポンプFの体積効率に近い高い値となる。

(IV) 逆転

図示しない手動レバーにより逆転信号が生じ、高圧バルブ30は第4図(ロ)の中間位置に動く。このとき、遊星歯車部分のリバースピストン62が作動してクラッチ57を締結すると共に、室58に油圧が印加されてピストン55がばね54に抗して作動し、ハブ52とドラム53との連結関係が解放される。そ

の結果リングギア50が停止するので、キャリア51はサンギア48と反対方向に回転し、最終出力軸63は出力軸43と反対方向に回転する。この遊星歯車装置の逆転時の伝達比を2倍程度に設計すれば全体の伝達比は-3.3程度になり、普通の小型乗用車では使い易い伝達比が得られる。なおこのときバンドブレーキ26は締結されている。

以上に説明した構成および作用によつて表せられる本発明の効果を列挙すると下記の通りである。

- (I) 1台の定容量ポンプと少なくとも2台の定容量モータとを用いて3段の変速比が得られ、従来の変速機に比して構造が簡単で安価に製作できる。
- (II) 従来のトルクコンバータでは入力軸と出力軸との間の回転差が大きい場合に、伝達効率が非常に低下するが、本発明では第1速時にエンジンの回転数が1000~1200rpm以上ではスタートバルブ23が閉じ、油圧は完全にモータM₁およびM₂を回転するので、伝達効率が向上する。
- (III) 車両の通常の走行状態である第3速にバンドブレーキ26が解放されるので、摩擦抵抗がなくな

り、効率が上昇する。

(Ⅲ) 逆転を遊星歯車で行なうので、高圧の作動油の切換を要せず、したがってモータの容量やサイズも大きくならず、またポンプ入力回転数の油圧駆動の逆転装置のように高くなりません。全体的に小型化できる。

(Ⅳ) ポンプで発生した高圧油は出力軸43の中空部分43aを流れて第1および第2のモータに供給されるので、高圧油の漏洩を防止でき、漏洩による伝達効率の低下を防ぐことができる。特に直結時にはポンプの体積効率に近い高い効率が得られる。

(Ⅴ) 高圧バルブ30が前記の中空部43aに取寄されているので、バルブの移動による油漏れを最少に抑えることができる。

(Ⅵ) 高圧バルブ30の中心に貫通する油路85を設けたので、高圧バルブの両端に作用する圧力がバランスし、したがってポート82a～82dに供給される作動油圧は低圧でよく、しかも比較的複雑な制御を確実に行うことができる。

備 4つのポート82a～82dを設け、バルブ30の3つの位置を制御するようにしたので、1本のバルブで3段階の制御ができ、バルブ30自体の構造も簡単となる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明を実施した油圧駆動装置の断面側面図、第2図は第1図のⅠ-Ⅰ線に沿う断面図、第3図は第1図のⅡ-Ⅱ線に沿う断面図、第4図(付)および(付)はそれぞれ高圧バルブの各位置を示す断面図、第5図は高圧バルブに使用するシールピースの断面図である。

A・・・ポンプ部分 B・・・モータ部分 C・・・

遊星歯車部分 1・・・エンジンクランク（入力軸）

P・・・ポンプ M₁・・・第1のモータ M₂・・・

第2のモータ Op・・・ポンプケーシング 7・・・

ポンプのアウターギア 8・・・ポンプのインナーギア

14・・・ポンプの三ヶ月片 23・・・スタートバルブ

26・・・バンドブレイク 30・・・高圧バルブ

33・・・第1のモータのアウターギア 34・・・第1のモ

ータの三ヶ月片 34・・・第1のモータのインナーギア

38・・・第2のモータのアウターギア 39・・・第2のモ

ータの三ヶ月片 40・・・第2のモータのインナーギア

43・・・出力軸 43a・・・中空部 44・・・

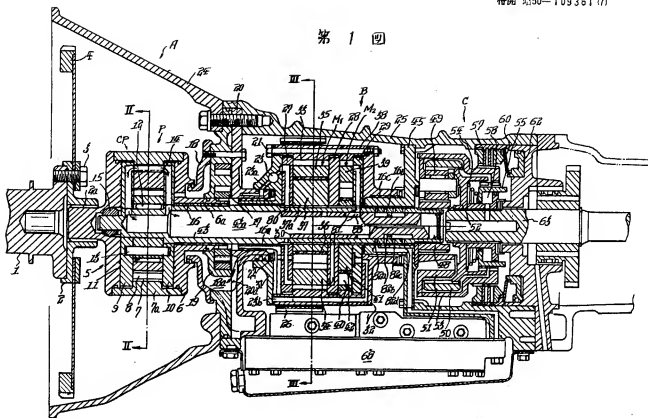
シールピース 63・・・最終出力軸 68・・・バルブ

ボデー 82a, 82b, 82c, 82d・・・ポート

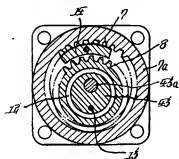
84a・・・室 85・・・高圧バルブの中心油路

特許出願人 日産自動車株式会社

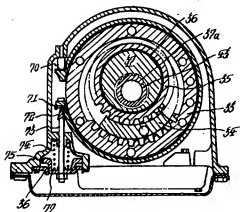
代理人 弁護士 高橋 敏 忠



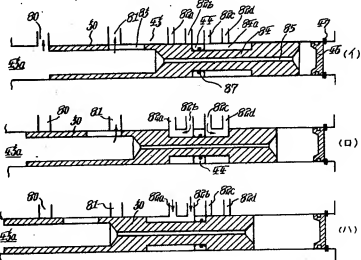
第 2 圖



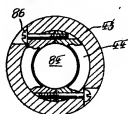
第 3 圖



第 4 圖



第 5 圖



7. 前記以外の発明者

住所 神奈川県横浜市瀬谷区瀬谷町2026-14

氏名 竹村 統 治